

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
15. Februar 2001 (15.02.2001)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 01/11201 A1

(51) Internationale Patentklassifikation⁷: F01L 1/34;
1/344, 1/352

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): HÄRLE, Hermann
[DE/DE]; Conchesstrasse 23, D-88326 Aulendorf (DE).
EISENMANN, Siegfried, A. [DE/DE]; Conchesstrasse
25, D-88326 Aulendorf (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen:

PCT/EP99/05677

(74) Anwälte: SCHWABE, Hans-Georg usw.; Stuntzstrasse
16, D-81677 München (DE).

(22) Internationales Anmeldedatum:

5. August 1999 (05.08.1999)

(81) Bestimmungsstaaten (national): AE, AL, AM, AT, AU,
AZ, BA, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CU, CZ, DE, DK,
EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN,
IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV,
MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU,
SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, UA, UG, US,
UZ, VN, YU, ZA, ZW.

(25) Einreichungssprache:

Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache:

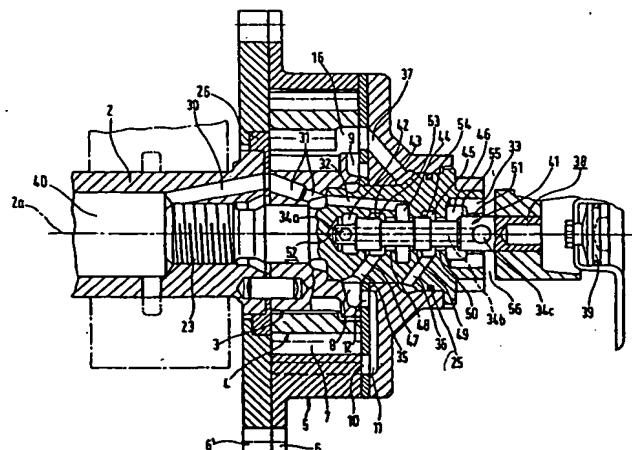
Deutsch

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US): TROCHOCENTRIC (INTERNATIONAL)
AG [CH/CH]; Fuchsenbergstrasse 23, CH-8645 Jona
(CH).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: ADJUSTING DEVICE FOR ADJUSTING THE PHASE POSITION OF A SHAFT

(54) Bezeichnung: VERSTELLVORRICHTUNG ZUM VERSTELLEN DER PHASENlage EINER WELLE



WO 01/11201 A1

(57) Abstract: The invention relates to an adjusting device (1) for adjusting the phase position of a driven shaft (2) with a pressurized fluid, whereby the driven shaft is rotated by a drive shaft and the adjusting device is a planetary rotation machine working according to the orbit principle. Said adjusting device comprises at least one transmission wheel (6') driving the driven shaft (2), a stator (5) with inner teeth (5a), a ring-shaped rotary piston (4) with outer teeth (4a) meshing with the inner teeth of the stator (5a), an output part (3) that is rotated by the rotary piston (4), a control valve (41) integral with the adjusting device (1), whereby adjustment of a set rotational position of the driven shaft (2) is effected by a corresponding actuation of the control valve. Said device also includes commutator control means (8-12) which connect the rotating partial areas of a working chamber (7) formed between the stator (5) and the rotary piston (4) with high or low pressure fluid in order to control the movement of the rotary piston.

(57) Zusammenfassung: Eine Verstellvorrichtung (1) zum Verstellen der Phasenlage einer angetriebenen Welle (2) mit Druckfluid, wobei die angetriebene Welle von einer Antriebswelle in Drehung versetzt wird und die Verstellvorrichtung eine nach dem Orbit Prinzip arbeitende Kreiskolbenmaschine ist, umfaßt mindestens ein die angetriebene Welle (2)

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



(84) Bestimmungsstaaten (*regional*): ARIPO-Patent (GH, GM, KE, LS, MW, SD, SL, SZ, UG, ZW), eurasisches Patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), OAPI-Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— *Mit internationalem Recherchenbericht.*

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes, und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

antreibendes Übertragungsrad (6'), einen Stator (5) mit einer Innenverzahnung (5a), einen ringförmigen Kreiskolben (4) mit einer in die Innenverzahnung des Stators (5a) eingreifenden Außenverzahnung (4a), einen vom Kreiskolben (4) in Drehung versetzbaren Abtriebteil (3), einen in der Verstellvorrichtung (1) integrierten Steuerventil (41), wobei die Einstellung einer Soll-Drehlage der angetriebenen Welle (2) durch eine entsprechende Steuerventilbetätigung erzielt wird, und eine Kommutatorsteuerung (8-12), die zum Steuern der Kreiskolbenbewegung drehende Teilbereiche eines Arbeitsraumes (7), der zwischen dem Stator (5) und dem Kreiskolben (4) ausgebildet ist, mit Hoch- oder Niederdruck des Fluids verbindet.

Verstellvorrichtung zum Verstellen der Phasenlage einer Welle

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Verstellvorrichtung zum Verstellen der Phasenlage einer angetriebenen Welle, insbesondere einer Nockenwelle.

Die Ventile von Verbrennungsmotoren, insbesondere Hubkolben-Verbrennungsmotoren, werden mittels Nockenwelle betätigt. Die Nockenwellen werden von einer Antriebswelle, bzw. von der Kurbelwelle, über eine Übertragungsvorrichtung in Drehbewegung versetzt. Um die Öffnungs- und Schließzeitpunkte von Ventilen an die jeweils aktuelle Leistungsabgabe und/oder Drehzahl des Motors anpassen zu können, werden Übertragungsvorrichtungen mit Verstellern zum Verstellen der Phasenlage der Nockenwellen-Drehausrichtung eingesetzt. Solche Versteller ermöglichen eine bedarfsoorientierte Beeinflussung der Steuerzeiten der Ein- und/oder Auslassventile, so dass vor allem die sogenannte Überschneidung der Ventilerhebungskurven verändert werden kann. Zur Zeit bevorzugt man die Verwendung dieser Drehwinkelversteller bei den Nockenwellen der Einlassventile. In zunehmendem Mass werden aber jedoch gleichzeitig auch die Nockenwellen der Auslassventile drehverstellt.

Der Versteller sitzt vorzugsweise in der Übertragungsstrecke zwischen dem von einer Kette oder einem Zahnriemen angetriebenen Nockenwellenrad und der Nockenwelle. Entsprechend der jeweiligen Übertragungsvorrichtung wäre gegebenenfalls aber auch eine andere Anordnung des Verstellers, beispielsweise zwischen der Antriebswelle und dem Antriebswellenrad, möglich. Die relative Verdrehlage zwischen dem Nockenwellenrad und der Nockenwelle ist in einem vorgegebenen Winkelbereich variierbar. Vorzugsweise genügt bereits ein Nockenwellen-Verdrehbereich von 0° bis 30°. Bei Viertaktmotoren, bei denen die Nockenwelle mit der halben Drehzahl der Kurbelwelle dreht, entspricht dieser Bereich einem Kurbelwellen-Verdrehbereich von 0° bis 60°. Wenn beide Nockenwellen gleichzeitig verstellbar sind, spricht man von einer doppelt variablen Nockenwellensteuerung (Doppel-Vanos). Sie bewirkt einen fülligeren

Drehmomentverlauf des Motors und optimiert die Gemischaufbereitung derart, dass die Schadstoffe im Abgas reduziert werden.

Die Aufgabe der Versteller besteht darin, den Beginn und das Ende des Ventilhubes durch die Nockenwelle von „spät“ auf „früh“ und umgekehrt zu verstetzen. Dies muss über einen grossen Drehzahlbereich des Motors erzielbar sein. Vorzugsweise soll die Verstellung stufenlos und automatisch erfolgen. Die Vorteile einer richtigen Verstellung sind: mehr Drehmoment im unteren und mittleren Drehzahlbereich, weniger unverbrannte Restgase im Leerlauf, besserer Leerlauf, geringerer Schadstoffausstoß, interne Abgasrückführung schon bei niedriger Drehzahl, schnellere Aufwärmung des Katalysators und geringere Rohemission nach dem Kaltstart, spezielle Funktionen für die Gemischanpassung im Warmlauf, reduzierter Treibstoff-Verbrauch und ein geringeres Motorengeräusch.

Die Erfindung betrifft insbesondere Versteller, die hydraulisch betätigt werden. Gegebenenfalls wird der Versteller von einer zusätzlichen Hydraulikpumpe gespeist. Vorzugsweise aber soll eine Speisung durch die Schmierölpumpe des Motors genügen, was besonders kosten- und verbrauchsgünstig ist.

Durch die Ventilbetätigung erfährt die Nockenwelle starke Drehmomentschwankungen, welchen die Übertragungsvorrichtung standhalten muss. Ein bevorzugter Versteller sollte jede in der Praxis wünschbare Winkelverstellung unabhängig vom jeweiligen auf die Nockenwelle wirkenden Drehmoment in genügend kurzer Zeit einstellen und halten können. Dazu muss sein Arbeitsvermögen bzw. seine Verstellleistung entsprechend groß sein. Bei einer Speisung durch die Schmierölpumpe ergeben sich bei hoher Öltemperatur und auch bei niedriger Drehzahl des Motors und somit der Pumpe Probleme aufgrund des geringen zur Verfügung stehenden Öldruckes. Es wird eine hohe Verstellgeschwindigkeit gewünscht. Der benötigte Speisedruck und/oder Speisefluss soll so tief wie möglich liegen. Zugleich sollte die Baumasse so klein sein, dass keine weitergehenden konstruktiven Änderungen am Motor nötig werden. Vorzugsweise sollte der Versteller radial innerhalb des Nockenwellenrades Platz finden und axial kurz bauen.

Ein bekannter Versteller benutzt einen axial wirkenden Hydraulikkolben zum axialen Verstellen einer Muffe. Die Muffe umfasst eine Innen- und eine Außen-Schrägverzahnung, wobei die beiden Verzahnungen mit gegenläufiger Steigung ausgebildet sind. Die Außenverzahnung der Muffe greift in eine fest mit dem Nockenwellenrad verbundene Innenverzahnung ein und die Innenverzahnung der Muffe greift in eine mit der Nockenwelle verbundene Verzahnung ein. Durch ein axiales Verstellen der Muffe wird eine Winkelverstellung zwischen dem Nockenwellenrad und der Nockenwelle erzielt. Der Verstellbereich ist wegen der begrenzten axialen Baulänge beschränkt. Wird der Schrägungswinkel vergrössert, so muss bei gleichem übertragbarem Verstellmoment der Arbeitskolben vergrössert werden, was wiederum zu einem grösseren Kolbendurchmesser führt. Auch wird dadurch das zwangsläufig notwendige Zahnspiel wirksamer, was aufgrund der sich periodisch ändernden Drehmomente der Nockenwelle zu unerwünschten Geräuschen und zu einer erhöhten Abnutzung führt. Das den Hydraulikkolben betätigende Öl, kann während Drehmomentspitzen in die falsche Richtung fliessen, insbesondere wenn bei niedriger Motordrehzahl der Betätigungs-Öldruck niedriger ist als der vom Nockenwellen-Drehmoment ausgehende Quetschdruck. Auf diese Weise wird die Verstellgeschwindigkeit und die Positioniergenauigkeit reduziert. Wenn dies vermieden werden soll, so muss die Ölpumpe wesentlich grösser dimensioniert werden. Dies führt, insbesondere bei hohen Motordrehzahlen, zu höheren Energieverlusten. Ein weiterer Nachteil gegenläufiger Schrägverzahnungen ist deren aufwendige Herstellung.

Ein weiterer bekannter Versteller ist als sogenannter Flügelversteller ausgebildet. Ein äusseres Gehäuseteil ist fest mit dem Nockenwellenrad verbunden und umfasst radial nach innen ragende Bereiche, die einen Ringraum in Teilräume unterteilen. Von einem an der Nockenwelle befestigten Wellenteil stehen Flügel radial nach außen je in einen Teilraum vor. Diese Flügel liegen seitlich und radial außen dicht an die Teilraumberandung an, so dass ein Drehkolbensystem entsteht. Durch das Zuführen von Öl auf der einen Seite aller Flügel und das Ablassen von Öl auf der anderen Seite aller Flügel kann eine Verdrehung zwischen dem äußen Gehäuseteil und dem Wellenteil erzielt werden. Durch eine Integration des Produktes aus Radius und Arbeitsdruck über die Flügelflächen wird ein Übertragungs- und Verstelldrehmoment bestimmt. Je mehr

Flügel am Umfang angeordnet werden, desto höher ist das bei gegebenem Öldruck erzeugte Drehmoment. Gleichzeitig wird aber bei einer grösseren Anzahl Flügel der maximale Verstellwinkel verkleinert, weil der Bauraum in Umfangsrichtung beschränkt ist.

Beim Starten des Motors und gegebenenfalls auch bei einer hohen Öltemperatur ist der Öldruck der Schmierölpumpe zu niedrig, um im Versteller ein Drehmoment zu erzeugen, das grösser ist als die maximalen Nockenwellen-Drehmomente. Die Spitzen der Nockenwellen-Drehmomente verstehen die Drehlage des Verstellers bis die Flügel an einer Teilraumberandung anliegen. Weil die Nockenwellen-Drehmomente zwischen positiven und negativen Maxima oszillieren, wird der Versteller bei zu niedrigem Öldruck von einer gewünschten Drehlage weg alternierend in beiden Drehrichtungen bis zum Anliegen der Flügel ausgelenkt. Dies führt zu starkem Verschleiss und zu unangenehmen Geräuschen. Um diesen unerwünschten Effekt zu vermindern, wird zum Beispiel ein Bremselement eingesetzt, das bei niedrigem Öldruck die oszillierenden Bewegungen dämpft.

Zum Verstellen und Halten der Drehlage ist ein Ölversorgungsventil, eine Drehlagenerfassung und eine Steuerung so ausgebildet, dass Abweichungen von einer Solllage durch eine entsprechende Ventilbetätigung korrigiert werden. Der benötigte Öldruck und entsprechend auch der leckstrombedingte Ölverbrauch dieses Drehkolben-Verstellers ist hoch, weil der volle Druck auch zum Halten einer eingestellten Verdrehungslage bzw. zum Übertragen der Nockenwellen-Drehmomente benötigt wird. Entsprechend den in beiden Drehrichtungen auftretenden maximalen Nockenwellen-Drehmomenten treten in den Arbeitsräumen des Drehkolben-Systems hohe Spitzenwerte auf. Wenn das Ölversorgungsventil geschlossen ist, stören diese hohen Quetschdrücke nur in der Weise, dass entsprechend hohe Leckverluste entstehen. Bei in der Verstellphase offenem Verstellventil kann das Öl während Drehmomentspitzen in die falsche Richtung fliessen, weil insbesondere bei niedriger Motordrehzahl der Betätigungs-Öldruck niedriger ist als der Quetschdruck. Auf diese Weise wird die Verstellgeschwindigkeit und die Positioniergenauigkeit reduziert, so dass bei solchen

Motoren die Ölpumpe wesentlich grösser dimensioniert werden muss. Dies führt, insbesondere bei hohen Motordrehzahlen, zu höheren Energieverlusten.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Verstellvorrichtung zu schaffen, die jede in der Praxis wünschbare Winkelverstellung auch bei auf die Welle wirkenden Drehmomenten, insbesondere bei dem von den Ventilen auf eine Nockenwelle übertragenen Drehmomentverlauf, einstellbar macht. Sein Arbeitsvermögen bzw. seine Verstellleistung soll auch bei tiefem Betätigungs-Fluiddruck möglichst groß sein. Zugleich sollten die Baumasse und der Herstellungsaufwand klein sein.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruches 1 gelöst.

Bei der Lösung der Aufgabe wurde erkannt, dass eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach dem Orbit Prinzip auch mit einem tiefen Betätigungsöldruck die benötigte Verstellleistung erzielbar macht. Solche Maschinen umfassen zumindest einen Stator, einen Rotor bzw. Kreiskolben, einen Abtriebteil und eine Kommutatorvorrichtung, die drehende Teilbereiche des Arbeitsraumes zwischen Stator und Rotor mit Hoch- und Niederdruck verbindet. Vorzugsweise ist die Zähnezahl der Innenverzahnung des Stators um eins grösser als jene der Außenverzahnung des Kreiskolbens. Die einzelnen Komponenten einer Kreiskolbenmaschine können mit kleinem Aufwand, insbesondere mittels Sintern, hergestellt werden. Die ringförmigen Maschinenteile und der Arbeitsraum benötigen nur wenig Platz. Ein erfindungsgemäßer Versteller wird vorzugsweise direkt zwischen der Nockenwelle und dem Nockenwellenrad angeordnet werden, wobei das Nockenwellenrad insbesondere direkt am Stator ausgebildet ist, so dass nur ein äußerst kleiner zusätzlicher Bauraum benötigt wird.

Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass eine beliebig große Drehlagenänderung bzw. Verdrehung zwischen einer Welle und einem darauf sitzenden Wellenrad erzielbar ist. Durch die Ausbildung des Drehlagen-Verstellers als Kreiskolben-Maschine bzw. Hydraulikmotor mit zwei Drehanschlüssen zum Zu- und Abführen von Druckfluid kann dieser nebst der beispielsweise bei Nockenwellen benötigten Verstellaufgabe in anderen

Anwendungen eine Antriebsaufgabe übernehmen. Das heisst, der erfindungsgemäße Versteller ist sowohl als Ausrichtungs-, bzw. Positionier- wie auch als Bewegungseinheit auf drehenden Wellen einsetzbar. Im allgemeisten Fall wird zum Verstellen der Phasenlage und/oder der Drehgeschwindigkeit einer Welle, die von einer Antriebswelle über eine Übertragungsvorrichtung mit mindestens einem auf einer Welle sitzenden Übertragungsrad in Drehung versetzbar ist, die Drehlage bzw. Drehgeschwindigkeit des Übertragungsrades relativ zur Welle mit Druckfluid, das über zwei mitdrehende Anschlüsse zu- und abführbar ist, verändert. Zur Betätigung wird eine Fluidversorgungsvorrichtung mit einer Steuerung, einer Drehlagen- bzw. Drehgeschwindigkeitserfassung und mindestens einem Steuerventil eingesetzt, so dass die Einstellung einer Soll-Drehlage bzw. -Geschwindigkeit oder -Beschleunigung durch eine entsprechende Ventilbetätigung erzielbar wird.

Das Steuerventil kann außerhalb der Verstellvorrichtung angebracht werden, bevorzugterweise jedoch möglichst nahe an der Verstellvorrichtung, um kurze Fluidleitungen vom Steuerventil bis zur Verstellvorrichtung zu erhalten. Besonders bevorzugt wird das Steuerventil direkt in die Verstellvorrichtung integriert. Aus der DE 38 10 804 C2 ist für einen axial wirkenden Hydraulikkolben zum Verstellen einer schrägverzahnten Muffe ein integriertes Steuerelement für das Druckfluid bekannt. Durch konstruktive Maßnahmen kann das Steuerventil in eine oder mehrere Komponenten der als Kreiskolbenmaschine ausgebildeten Verstellvorrichtung integriert werden. Bevorzugterweise sitzt das Steuerventil in einer Zentralschraube der Verstellvorrichtung, vorzugsweise in der Achse der Nockenwelle. Das Fluid wird dem Steuerventil bevorzugt zugeführt über die Nockenwelle und weiter über verschiedene Verbindungskanäle in den einzelnen Elementen der Verstellvorrichtung. Über Nuten, die mittels eines Steuerkolbens miteinander verbunden oder getrennt werden, werden drehende Teilbereiche des Arbeitsraumes zwischen Stator und Rotor mit Hoch- und Niederdruck verbunden. Aus demjenigen Teilbereich des Arbeitsraums, der mit Niederdruck verbunden ist, fließt das Fluid über das Steuerventil ab. Der Steuerkolben ist axial verstellbar, um jeweils andere Nuten voneinander zu trennen bzw. miteinander zu verbinden. Der Steuerkolben kann elektromagnetisch, pneumatisch oder hydraulisch angesteuert werden.

Die Verwendung eines in die Verstellvorrichtung integrierten Steuerventils bringt mehrere Vorteile im Vergleich zu einem außerhalb der Verstellvorrichtung installierten Steuerventil mit sich. Die sich ergebenden kurzen Fluidwege führen zu einem geringeren Strömungswiderstand und somit zu weniger Strömungsverlusten. Eine schnellere Verstellung der Nockenwelle kann erreicht werden. Es ist auch ein geringerer Mindestmotoröldruck notwendig, um die Kreiskolbenmaschine zu verdrehen. Dies ist besonders beim Anlassen des Motors von Vorteil, wenn erst noch ein Fluiddruck aufgebaut werden muss. Eine Verstellung der Phasenlage der Nockenwelle wird kurz nach dem Anlassen des Motors möglich. Für den Bauraum im Motor ergibt sich außerdem der Vorteil, dass kein ausgelagertes eigenes Ventil und keine eigenen Fluidleitungen benötigt werden, da diese Elemente in der Verstellvorrichtung integriert sind.

Wenn lediglich die Phasenlage einer Nockenwelle innerhalb eines vorgegebenen Winkelbereichs verstellbar sein soll, so wird vor allem ein genügend großes Antriebsmoment auch bei kleinem Fluid- bzw. Öldruck benötigt. Vorzugsweise wird nun eine Kreiskolbenmaschine vorgesehen, bei der die Drehübertragung vom Kreiskolben auf den Abtriebsteil mit dem Drehzahlverhältnis 1:1 erfolgt. Die Kommutatorsteuerung der Kreiskolbenmaschine umfasst dann vorzugsweise mit dem Abtriebsteil drehende, insbesondere an diesem ausgebildete, erste und zweite, gleichmäßig über den Umfang verteilte, radiale Fluidkanäle, die mit inneren Anschlussbereichen von radialen, gleichmäßig über den Umfang verteilten, Statorkanälen zusammenwirken. Die äußeren Anschlussbereiche der Statorkanäle münden zwischen den Zähnen der Innenverzahnung des Stators in den Arbeitsraum. Die Anzahl der ersten bzw. zweiten Fluidkanäle unterscheidet sich von der Anzahl der Statorkanäle je um einen Kanal, so dass die inneren Anschlussbereiche der Statorkanäle in einem ersten Umfangs-Teilbereich mit ersten Fluidkanälen und in einem zweiten Umfangs-Teilbereich mit zweiten Fluidkanälen verbunden sind. Die ersten Fluidkanäle sind über Kanäle und Bohrungen an den einen Fluidanschluss und die zweiten Fluidkanäle über einen Freiraum zwischen dem Abtriebsteil und dem Kreiskolben und anderen Kanälen und Bohrungen an den anderen

Fluidanschluss angeschlossen. Über das Steuerventil wird entweder dem einen oder dem anderen Fluidanschluss Hoch- bzw. Niederdruck zugeführt.

Um ein Drehzahlverhältnis von 1:1 zwischen dem Kreiskolben und dem Abtriebteil zu erzielen, wird eine Kraftübertragung zwischen dem mit einer drehenden Exzentrizität um die Achse des Abtriebteils bewegten Kreiskolben und dem Abtriebsteil ausgebildet. Gemäß der CH 676 490 kann die Kraft- bzw. Drehmomentübertragung beispielsweise mit einer Kardanwelle erfolgen. Die würde zu einer grossen Baulänge führen. Eine weitere, in der CH 676 490 erwähnte Übertragungsvorrichtung umfasst eine Koppelung mittels Bolzen, welche in einem Teil in passenden Bohrungen und im anderen Teil in Bohrungen mit um die zweifache Exzentrizität gröberem Durchmesser als der Durchmesser aufgenommen werden. Bei der Drehübertragung rollen die Bolzen entlang der Berandungsflächen der gröberen Bohrungen. Auch diese Bolzenübertragung führt in Achsrichtung zu einer erhöhten Baulänge. Eine aufgrund der kleineren Baulänge bevorzugte Lösung gemäß CH 676 490 umfasst am Kreiskolben eine Innen- und am Abtriebteil eine Außenverzahnung. Um ein Übertragungsverhältnis von 1:1 zu gewährleisten, werden bei einem vom Kreiskolben angetriebenen Abtriebsteil, dessen Drehachse ortsfest sein kann, zusammenwirkende Zähne mit Zahnkonturen vorgesehen, die an die vorliegende Exzentrizität angepasst sind.

Es hat sich nun gezeigt, dass bei einer Drehübertragung zwischen den Kreiskolben und Abtriebteil mit einer Innen- und einer Außenverzahnung eine selbsthemmende Wirkung zwischen dem Stator und dem Abtriebteil erzielt wird. Das heißt ein auf das Abtriebteil aufgebrachtes Drehmoment wird über den Kreiskolben an den Stator übertragen. Weil der Kreiskolben dabei praktisch nicht in Drehung versetzbare ist, handelt es sich um eine im wesentlichen formschlüssige Drehmomentübertragung, die insbesondere durch eine Annäherung der Zahnkontur an eine Dreiecksform noch erhöht werden kann. Der Versteller kann somit nur durch Öldruckzufuhr in seiner Drehwinkellage verstellt werden, jedoch nicht durch Drehmomentenaufbringung von außen. Damit ist gewährleistet, dass hohe Drehmomentspitzen der Nockenwelle nicht zu hohen Quetschdrücken in den Arbeitskammern des Hydrauliksystems führen können und dass für den Normalbetrieb, also wenn keine Winkelverstellung stattfindet, kein Stützdruck

für die Drehmomentübertragung notwendig ist. Während der verstellungsfreien Phasen treten im wesentlichen keine Ölleckströme auf, was zu einem kleinen mittleren Öldurchsatz führt. Zudem könnte während der verstellungsfreien Phasen ein Akkumulator mit Drucköl beaufschlagt werden, welches dann in Verstellphasen zur Verfügung steht. Dadurch würde die von der Öldruckpumpe benötigte Druckölmenge reduziert, was die Anforderungen an die Pumpe und entsprechend deren Verlustleistung reduziert.

Ein solcher Öldruckakkumulator bzw. Ölspeicher könnte außerhalb der Verstellvorrichtung vorgesehen werden oder in die Verstellvorrichtung integriert werden, insbesondere durch eine Aussparung der Nockenwelle oder eines Verschlussdeckels. Der zwischengespeicherte Öldruck kann auch dafür verwendet werden, die Verstellvorrichtung nach einem plötzlichen Zusammenbruch des Motoröldrucks zu verstehen. Dies ist z. B. von Vorteil, wenn der Motor unkontrolliert abgeschaltet wurde, beispielsweise bei einem Abwürgen des Motors, und nicht mehr genügend Zeit zur Verfügung stand, die Phasenverschiebung der Nockenwelle wieder in die Ausgangsposition für einen Neustart zu bringen. Mit Hilfe des gespeicherten Öldrucks, kann die Verstellvorrichtung vor einem neuen Start wieder in die Ausgangsposition überführt werden.

Zum Verstellen der Nockenwellen-Phasenlage wird der Versteller vorzugsweise auf der Nockenwelle angeordnet, gegebenenfalls aber stattdessen auch auf der Antriebs- oder auf einer zusätzlichen Übertragungswelle.

Die bevorzugten Versteller arbeiten nach dem Orbit Prinzip der in der Hochdruckhydraulik bekannten Hochmoment-Hydraulikmotoren. Dadurch ergibt sich ein extrem hohes Arbeitsvermögen. Die Drehlagenverstellung erfolgt stufenlos und hat keine Winkelbeschränkung. Aufgrund der ineinanderpassenden Zahnformen, und der in bevorzugten Ausführungsformen ausgebildeten Selbsthemmung, treten keine schlagenden Geräusche auf. Zudem sind die erfindungsgemäßen Versteller einfach herzustellen und benötigen nur wenige Teile.

Bei den erwähnten und nachfolgend anhand der Beispiele beschriebenen Ausführungsformen mit einem Abtriebteil, das mit der Drehzahl des Kreiskolbens um eine feste Achse drehbar ist, und insbesondere ein Steuerteil der Kommutatorvorrichtung umfasst, handelt es sich um eine Lösung, die auch als vorteilhafter, langsamlaufender Hydromotor einsetzbar ist. Es versteht sich von selbst, dass ein solcher langsamlaufender Hydromotor auch mit einem fest angeordneten Abtriebteil und einem drehenden Stator ausgebildet werden kann. Dabei könnte dann auf drehende Anschlüsse verzichtet werden. Langsamlaufende, insbesondere auf Wellen angeordnete, Hydromotoren können beispielsweise vorteilhaft als Antriebe in Werkzeugmaschinen eingesetzt werden.

Die Verwendung einer Kreiskolbenmaschine nach dem Orbit Prinzip für den Antrieb und die Verstellung der angetriebenen Welle ist vorteilhaft auch mit einem außerhalb der Verstellvorrichtung angebrachten Steuerventil einsetzbar. Die Anmelderin behält es sich vor, hierauf eine Teilungsanmeldung zu richten.

Die Zeichnungen erläutern die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen. Dabei zeigt

- Fig. 1 einen Längsschnitt entlang der Nockenwellenachse durch einen an der Nockenwelle befestigten Versteller mit außenliegendem Steuerventil
- Fig. 2 den Querschnitt E-E gemäß Fig. 1
- Fig. 3 den Querschnitt D-D gemäß Fig. 1
- Fig. 4 den Querschnitt C-C gemäß Fig. 1
- Fig. 5 eine Ansicht des Nockenwellenendes mit dem Versteller gemäß Fig. 1
- Fig. 6 einen Längsschnitt entlang der Nockenwellenachse durch einen an der Nockenwelle befestigten Versteller mit integriertem Steuerventil.

Fig. 1 zeigt einen Versteller 1, der an einem freien Ende einer Nockenwelle 2 angeordnet ist. Der Versteller 1 ist als Kreiskolbenmaschine ausgebildet und umfasst zumindest einen Abtriebteil 3, einen Kreiskolben 4 und einen Stator 5. Eine Außenverzahnung 6 des Stators 5 bildet das Nockenwellenrad 6', das mit dem Stator 5 einstückig ausgebildet ist, aber gegebenenfalls auch als getrenntes Teil verdrehsicher am Stator 5 befestigt sein könnte. Durch eine rotierende Bewegung des Kreiskolbens 4 um

eine um die Nockenwellenachse 2a drehende Exzenterachse wird eine Verdrehung zwischen dem Stator 5 und dem Abtriebteil 3 erzielt. Um diese Kreiskolben-Drehbewegung anzutreiben, wird einem Teil von Arbeitskammern 7 zwischen dem Stator 5 und dem Kreiskolben 4 gezielt Druckfluid, insbesondere Öl unter Druck, zugeführt und aus einem anderen Teil von Arbeitskammern 7 Fluid abgelassen. Die Arbeitskammern 7 bilden sich gemäß Fig. 2 zwischen einer Stator-Innenverzahnung 5a und einer Kreiskolben-Außenverzahnung 4a. Vorzugsweise beträgt die Zähnezahl der Stator-Innenverzahnung 5a zwölf und jene der Kreiskolben-Außenverzahnung 4a elf. Die Drehbewegung des Kreiskolbens entsteht durch die fluidspeisungsbedingte Aufweitung der Arbeitskammern 7 der einen Umfangshälfte und die entsprechende Verkleinerung der Arbeitskammern 7 der anderen Umfangshälfte. Um die Fluidspeisung so zu steuern bzw. die Arbeitskammern 7 so drehend mit Hoch- oder Niederdruck zu verbinden, dass die gewünschte Kreiskolbenbewegung entsteht, ist eine Kommutatorsteuerung vorgesehen.

Die Kommutatorsteuerung umfasst ein mit der Drehzahl des Kreiskolbens 4 drehendes (Fig. 3) und ein mit dem Stator 5 fest verbundenes (Fig. 4) Kanalsystem. Weil das drehende Kanalsystem der dargestellten Ausführungsform am Abtriebteil 3 ausgebildet ist, wird gemäß Fig. 2 der Abtriebteil 3 vorzugsweise durch das Zusammenwirken einer Abtrieb-Außenverzahnung 3a und einer Kreiskolben-Innenverzahnung 4b in Drehung versetzt. Die Drehübertragung vom Kreiskolben 4 auf den Abtriebteil 3 erfolgt mit dem Drehzahlverhältnis 1:1, wozu die Zähnezahl der Abtrieb-Außenverzahnung 3a mit jener der Kreiskolben-Innenverzahnung 4b übereinstimmt. Zudem ist in der dargestellten Ausführungsform auch die Zähnezahl der Kreiskolben-Außenverzahnung 4a gleichgroß wie jene der Kreiskolben-Innenverzahnung 4b. Die Kommutatorsteuerung umfasst mit dem Abtriebteil 3 drehende, vorzugsweise an diesem ausgebildete, erste radiale Fluidkanäle 8 und zweite radiale Fluidkanäle 9, die über den Umfang gleichmäßig verteilt sind und die mit inneren Anschlussbereichen 10 von radialen, gleichmäßig über den Umfang verteilten, Statorkanälen 11 zusammenwirken, deren äußere Anschlussbereiche 12 zwischen den Zähnen der Innenverzahnung 5a des Stators 5 in die Arbeitskammern münden. Die Anzahl der ersten bzw. zweiten Fluidkanäle 8, 9 unterscheidet sich von der Anzahl der Statorkanäle 11 je um einen Kanal, so dass die inneren Anschlussbereiche 10 der Statorkanäle 11 in einem ersten Umfangs-Teilbereich

mit ersten Fluidkanälen 8 und in einem zweiten Umfangs-Teilbereich mit zweiten Fluidkanälen 9 verbunden sind. Die inneren und äußeren Anschlussbereiche 10 und 12 der Statorkanäle 11 sind als Bohrungen durch eine mit dem Stator 5 fest verbundene Steuerscheibe 19 ausgebildet. Die Statorkanäle 11 sind vorzugsweise als Vertiefungen im äußeren Stator-Verschlussdeckel 20 ausgebildet.

Die ersten Fluidkanäle 8 schließen über einen inneren Ringkanal 13 im Abtriebteil 3 und in der Nockenwelle 2, sowie mindestens eine erste Radialbohrung 15a an einen ringförmigen ersten Drehanschluss 14a an. Die zweiten Fluidkanäle 9 schließen über einen Freiraum 16 zwischen dem Abtriebteil 3 und dem Kreiskolben 4, einen äußeren Verbindungskanal 17 im Abtriebteil 3 und eine Radialbohrung 15b in der Nockenwelle 2 an einen zweiten ringförmigen Drehanschluss 14b an. In Achsrichtung beidseits der Drehanschlüsse 14a und 14b sind Ringnute 18 zum Aufnehmen von Dichtungselementen ausgebildet.

Ein außenliegendes Steuerventil 41 verbindet entweder den ersten Drehanschluss 14a oder den zweiten Drehanschluss 14b mit Hoch- oder Niederdruck. Dementsprechend wird der andere Drehanschluss mit Nieder- oder Hochdruck beaufschlagt. Ist der Drehanschluss 14a zum Beispiel mit Hochdruck verbunden, drückt das Öl über die Radialbohrung 15a und den inneren Ringkanal 13 in die ersten Fluidkanäle 8. In einem Umfangs-Teilbereich sind diese über die inneren Anschlussbereiche 10, die Statorkanäle 11 und die äußeren Anschlussbereiche 12 mit den Arbeitskammern 7 dieses Umfangs-Teilbereichs verbunden. Der andere Teil der Arbeitskammern 7 ist mit der Niederdruckseite verbunden. In dem Umfangs-Teilbereich mit dem anderen Teil der Arbeitskammern 7 stehen die inneren Anschlussbereiche 10 mit den zweiten Fluidkanälen 9 zumindestens teilweise in Überdeckung. Aus den Arbeitskammern in diesem Bereich läuft das Öl über die äußeren Anschlussbereiche 12 durch die Statorkanäle 11 über die inneren Anschlussbereiche 10 in zweite Fluidkanäle 9. Von dort gelangt das Öl in einen Freiraum 16 zwischen dem Abtriebteil 3 und dem Kreiskolben 4. Dieser Freiraum 16 ist über einen äußeren Verbindungskanal 17 mit dem Drehanschluss 14b verbunden, durch welches das Öl abfließt.

Das Statorgehäuse umfasst den äußenen Stator-Verschlussdeckel 20, die Steuerscheibe 19, den Stator 5 und einen inneren Stator-Verschlussdeckel 21. Das Statorgehäuse wird von Schrauben 22 zusammengehalten. Der Kreiskolben 4 ist in Achsrichtung mit den Innenseiten der Steuerscheibe 19 und des inneren Stator-Verschlussdeckels 21 in Gleitkontakt. Das Statorgehäuse wird in Achsrichtung drehbar am Abtriebteil 3 gehalten. Das Abtriebteil 3 ist drehfest mit der Nockenwelle 2 verbunden, wobei sich vorzugsweise eine an der Nockenwelle 2 festgeschraubte, axial angeordnete Zentralschraube 23 durch ein Abtriebsabschlussteil 24 und das Abtriebteil 3 erstreckt. Zwischen der Zentralschraube 23 und dem Abtriebteil 3 ist der innere Ringkanal 13 ausgebildet. Das Statorgehäuse ist in einer Ringnut zwischen dem Abtriebsabschlussteil 24 und dem Abtriebteil 3 drehbar gehalten und mittels einer Dichtungseinheit 25 nach außen abgedichtet. Zur Bildung einer Drehführung bzw. Dichtung für den inneren Stator-Verschlussdeckel 21 ist ein Führungsring 26 zwischen das Abtriebteil 3 und das Nockenwellenende eingesetzt.

Für Anwendungen bei denen die Drehlagenverstellung auf einen vorgegebenen Winkelbereich beschränkt ist, wird vorzugsweise zwischen dem Abtriebsabschlussteil 24 und dem äußenen Stator-Verschlussdeckel 20 eine Drehbereichsbegrenzung ausgebildet. Diese umfasst beispielsweise zwei radial nach aussen vorstehende Abschlussteil-Anschlagsflächen 27 denen je eine Stator-Anschlagsfläche 28 so zugeordnet ist, dass die Verstellung nur innerhalb eines vorgegebenen Drehwinkelbereichs möglich ist. Durch die Anordnung der Drehbereichsbegrenzung beim äußenen Stator-Verschlussdeckel 20 ist mit einer einfachen visuellen Kontrolle ersichtlich, in welcher Drehlage sich die Nockenwelle 2 befindet.

Der Stator 5 mit der Innenverzahnung und/oder der Kreiskolben 4 und/oder der Abtriebteil 3 und/oder die Stator-Verschlussdeckel 20, 21 sind vorzugsweise im pulvermetallurgischen Verfahren hergestellt. Gegebenenfalls wird ein Kreiskolben 4 aus Kunststoff eingesetzt. Zur Verminderung des Gewichtes sind im Kreiskolben 4 gegebenenfalls axiale Höhlungen 29 ausgebildet.

Figur 6 zeigt die konstruktive Ausgestaltung der Verstellvorrichtung mit integriertem Steuerventil. Das Steuerventil 41 sitzt in der Zentralschraube 23, die in die Nockenwelle 2 eingeschraubt ist. Das Prinzip der Phasenlagenverstellung entspricht auch bei dieser Ausführungsform dem vorstehend beschriebenen. Mit Ausnahme der Anordnung des Steuerventils in der Nockenwelle, genauer gesagt in einer Verlängerung der Nockenwelle, ergeben sich zum Ausführungsbeispiel der Figur 1 nur wenige konstruktive Unterschiede. Im Ausführungsbeispiel der Figur 6 sind zum Beispiel keine axialen Höhlungen 29 und kein Abtriebsabschlusssteil 24 ausgebildet. Der innere Verschlussdeckel 21 ist gleichzeitig das Nockenwellenrad mit Außenverzahnung 6'. Mit den Komponenten des ersten Ausführungsbeispiels funktionsgleiche Komponenten sind im zweiten Ausführungsbeispiel mit den gleichen Bezugszeichen versehen.

Die Ölversorgung des Steuerventils 41 erfolgt durch die Nockenwelle 2 hindurch, bevorzugt über eine zentrale Öllängsbohrung 40 in der Nockenwelle 2. Von dort gelangt das Öl über eine erste Ölzuführbohrung 30 in der Nockenwelle 2, eine zweite Ölzuführbohrung 31 im Abtriebteil 3 und eine dritte Ölzuführbohrung 32 in der Zentralschraube 23 in das Steuerventil 41. Der Abfluss des Öls auf der Niederdruckseite erfolgt entweder über erste Ölabführbohrungen 33 oder über eine zweite Ölabführbohrung 34, die noch jeweils zwei Radialbohrungen 34a und 34c enthält zu einem Ölauslass 56. Alternativ können auch die Hoch- und Niederdruckseiten vertauscht werden. Vom Steuerventil 41 ausgehend, werden, wie schon in Figur 1 beschrieben, Arbeitskammern 7 auf einer Umfangs-Seite des Kreiskolbens 4 mit Hochdruck und Arbeitskammern 7 der anderen Umfangs-Seite dementsprechend mit Niederdruck verbunden. Ein Steuerkolben 38 dient im Steuerventil 41 dazu, die Arbeitskammern in den jeweiligen Umfangs-Teilbereichen mit entweder Hoch- oder Niederdruck zu verbinden. Der Steuerkolben 38 wird dazu von einem Elektromagnet 39 auf in der Ventil-Technik bekannte Weise in seiner axialen Lage hin und her verschoben. Er wird von einer zentralen Motorregelung gesteuert, und ist bevorzugterweise maschinenfest angeordnet.

Nachfolgend wird der Ölfluss durch das Steuerventil 41 beschrieben. Der Steuerkolben 38 liegt in einer zentralen Bohrung 52, die in der Zentralschraube 23 auf der der

Nockenwelle 2 abgewandten Seite ausgeführt ist. In dieser Bohrung 52 sind Nuten 42, 43, 44, 45 und 46 eingebracht. Die Nuten 43 und 45 entsprechen den Fluidanschlüssen aus Fig. 1. Zwischen den Nuten entstehen radial einwärts vorstehende Flächen 47, 48, 49, 50 und 51. Der Steuerkolben 38 weist drei Vertiefungen auf, so dass radial nach außen vorstehende Dichtflächen 53, 54 und 55 entstehen. Die Toleranz zwischen den Flächen 47-51 der zentralen Bohrung und den Dichtflächen 53, 54, 55 ist so gewählt, dass ein Hin- und Hergleiten des Steuerkolbens 38 ermöglicht wird, jedoch kein oder allenfalls ein für die Funktion des Steuerventils unbedeutender Fluidaustausch zwischen den derart voneinander abgedichteten Nuten möglich ist.

Fluid von der Hochdruckseite gelangt aus der Öllängsbohrung 40 der Nockenwelle 2 durch die Bohrungen 30, 31 und 32 in die Nut 44. Diese wird je nach Stellung des Steuerkolbens 38 entweder mit den ersten Fluidkanälen 8 oder den zweiten Fluidkanälen 9 verbunden. In der in Figur 7 dargestellten linken Stellung des Steuerkolbens 38 ist Nut 44 mit den ersten Fluidkanälen 8 verbunden. Die Dichtfläche 53 liegt an der Fläche 47 an und dichtet damit Nut 42 von Nut 43 ab. In gleicher Weise dichten die Fläche 49 und die Dichtfläche 54 die Nuten 44 und 45 voneinander ab. Hochdrucköl fließt somit über die Vertiefung zwischen den Dichtflächen 53 und 54 im Steuerkolben 38 von der Nut 44 in die Nut 43 und von dort über die erste Ölbohrung 35 in die ersten Fluidkanäle 8. Von dort fließt das Drucköl in zuvor beschriebener Weise über die Kommutatorsteuerung in einen Teil der Arbeitskammern 7. Gleichzeitig fließt das Öl auf der Niederdruckseite aus den anderen Arbeitskammern 7 über die Kommutatorsteuerung und die zweiten Fluidkanäle 9 in den Freiraum 16. Von dort fließt das Druckfluid über die Bohrungen 37, 36 in die Nut 45. Diese ist über eine andere Vertiefung zwischen den Dichtflächen 54 und 55 im Steuerkolben 38 mit der Nut 46 verbunden. Über die ersten Ölabführbohrungen 33 fließt das Öl zum Ölabfluss 56 ab. Der Steuerkolben 38 wird zusätzlich geführt zwischen der Fläche 51 und der Dichtfläche 55.

Ist die gewünschte Winkelverstellung der Nockenwelle erreicht, wird der Steuerkolben 38 in eine mittlere Position verschoben, in der alle Nuten 42, 43, 44, 45, 46 voneinander getrennt sind. Die eingestellte Position wird aufgrund der Selbsthemmung der Verzahnungen ohne Öldruck gehalten.

Soll die Verstellvorrichtung wieder in ihre Ausgangsposition verfahren werden, wird der Steuerkolben 38 in eine rechte Position gelenkt. Der Steuerkolben 38 dichtet in dieser Position die Nut 43 von der Nut 44, und die Nut 45 von der Nut 46 ab. Fluid der Hochdruckseite fließt nun von Nut 44 in Nut 45 und von dort weiter zu den zweiten Fluidkanälen 9. Umgekehrt sind die ersten Fluidkanäle 8 mit der Niederdruckseite, also dem Fluidauslass verbunden. Öl fließt aus den ersten Fluidkanälen 8 über die erste Ölbohrung 35 in Nut 43 und von dort weiter in Nut 42. Von dort wird das Öl über die erste Radialbohrung 34a, die zweite Ölabführbohrung 34b und die zweite Radialbohrung 34c zum Ölauslass 56 gefördert. Zwischen dem äußeren Statorverschlussdeckel 20 und der Zentralschraube 23 ist eine Dichtungseinheit 25 vorgesehen.

Ansprüche

1. Verstellvorrichtung (1) zum Verstellen der Phasenlage einer angetriebenen Welle (2) mit Druckfluid, wobei die angetriebene Welle von einer Antriebswelle in Drehung versetzt wird, und die Verstellvorrichtung eine nach dem Orbit Prinzip arbeitende Kreiskolbenmaschine ist, die Verstellvorrichtung umfassend:
 - a) mindestens ein die angetriebene Welle (2) antreibendes Übertragungsrad (6'),
 - b) einen Stator (5) mit einer Innenverzahnung (5a),
 - c) einen ringförmigen Kreiskolben (4) mit einer in die Innenverzahnung des Stators (5a) eingreifenden Außenverzahnung (4a),
 - d) einen vom Kreiskolben (4) in Drehung versetzbaren Abtriebteil (3),
 - e) einem in der Verstellvorrichtung (1) integrierten Steuerventil (41), wobei die Einstellung einer Soll-Drehlage der angetriebenen Welle (2) durch eine entsprechende Steuerventilbetätigung erzielt wird,
 - f) eine Kommutatorsteuerung (8-12), die zum Steuern der Kreiskolbenbewegung drehende Teilbereiche eines Arbeitsraumes 7, der zwischen dem Stator (5) und dem Kreiskolben (4) ausgebildet ist, mit Hoch- oder Niederdruck des Fluids verbindet.
2. Verstellvorrichtung (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Zähnezahl der Innenverzahnung des Stators (5a) um eins größer ist als jene der Außenverzahnung des Kreiskolbens (4a).
3. Verstellvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Drehübertragung vom Kreiskolben (4) auf den Abtriebteil (3) mit dem Drehzahlverhältnis 1:1 erfolgt und die Kommutatorsteuerung (8-12) mit dem Abtriebteil (3) drehende, vorzugsweise an diesem ausgebildete, erste und zweite, gleichmäßig über den Umfang verteilte, radiale Fluidkanäle (8, 9) umfasst, die mit inneren Anschlussbereichen (10) von radialen, gleichmäßig über den Umfang verteilten, Statorkanälen (11) zusammenwirken, deren äußere Anschlussbereiche (12) zwischen den Zähnen der Innenverzahnung des Stators (5a) in den

Arbeitsraum (7) münden, wobei sich die Anzahl der ersten bzw. zweiten Fluidkanäle (8, 9) von der Anzahl der Statorkanäle (11) je um einen Kanal unterscheidet, so dass die inneren Anschlussbereiche (10) der Statorkanäle (11) in einem ersten Umfangs-Teilbereich mit ersten Fluidkanälen (8) und in einem zweiten Umfangs-Teilbereich mit zweiten Fluidkanälen (9) verbunden sind.

4. Verstellvorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die inneren und äußereren Anschlussbereiche (10, 12) der Statorkanäle (11) in einer mit dem Stator (5) fest verbundenen Steuerscheibe (19) und die Statorkanäle (11) vorzugsweise als Vertiefungen im Stator-Verschlussdeckel (20) ausgebildet sind.
5. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass eine Aussenverzahnung des Abtriebteiles (3a) in eine Innenverzahnung des Kreiskolbens (4b) eingreift, wobei vorzugsweise die Zahnzahlen und/oder die Zahnformen so gewählt sind, dass die Drehverbindung zwischen dem Abtriebteil (3) und dem Stator (5) selbsthemmend ist, so dass jede Drehlage auch bei fehlendem Druckfluid und hohen Drehmomenten zwischen dem Stator (5) und dem Abtriebteil (3) im wesentlichen formschlüssig fest gehalten wird.
6. Verstellvorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Verzahnungen des Kreiskolbens (4a, 4b) gleiche Zähnezahlen haben, wobei diese Zähnezahl vorzugsweise elf ist und insbesondere die Zähnezahl der Innenverzahnung des Stators (5a) zwölf ist.
7. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass im Kreiskolben (5) zur Verminderung des Gewichtes axiale Höhlungen (29) ausgebildet sind.
8. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Statorteil mit der Innenverzahnung (5a) und/oder der Kreiskolben (4) und/oder der Abtriebteil (3) und/oder der Stator-Verschlussdeckel (20, 21) im pulvermetallurgischen Verfahren hergestellt sind.

9. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Kreiskolben (4) aus Kunststoff hergestellt ist.
10. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Abtriebsteil (3) drehfest mit der Nockenwelle (2) verbindbar ist, wobei sich vorzugsweise eine an der Nockenwelle (2) festgeschraubte, axial angeordnete Zentralschraube (23) durch ein Abtriebsabschlussteil (24) und das Abtriebsteil (3) erstreckt, wobei der Stator (5) insbesondere in einer Ringnut zwischen dem Abtriebsabschlussteil (24) und dem Abtriebsteil (3) gehalten ist und gegebenenfalls eine Einheit aus mittels Schrauben zusammengehaltenen Teilen bildet, nämlich einem ersten und einem zweiten Stator-Verschlussdeckel (20, 21), und einer Steuerscheibe (19).
11. Verstellvorrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen dem Abtriebsabschlussteil (24) und dem Stator-Verschlussdeckel (20) eine Drehbereichsbegrenzung ausgebildet ist, vorzugsweise in der Form zweier radial nach außen vorstehender Abschlussteil-Anschlagsflächen (27) denen je eine Stator-Anschlagsfläche (28) so zugeordnet ist, dass die Verstellung nur innerhalb eines vorgegebenen Drehwinkelbereichs möglich ist.
12. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Übertragungsrad (6') am Stator (5) befestigt, insbesondere aber direkt an diesem ausgebildet ist, wobei das Übertragungsrad (6') vorzugsweise eine Ketten- oder Zahnriemenverzahnung umfasst.
13. Verstellvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Übertragungsrad (6') gleichzeitig einen inneren Verschlussdeckel (21) bildet.
14. Verstellvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass Fluid, zum Verstellen der Verstellvorrichtung, in einem Akkumulator unter Druck gespeichert wird.

15. Verstellvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Steuerkolben (38) des Steuerventils (41) magnetisch, hydraulisch, pneumatisch oder mechanisch angesteuert wird.
16. Verstellvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass sich das Steuerventil (41) mit der Verstellvorrichtung mitdreht.
17. Verstellvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuerventil (41) in der Drehachse der angetriebenen Welle (2) liegt.
18. Verstellvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuerventil (41) in der angetriebenen Welle (2) oder in einem an der angetriebenen Welle (2) einstückig ausgebildeten oder befestigten Zapfen integriert ist.
19. Verstellvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuerventil (41) in einer mit der angetriebenen Welle (2) verbundenen Zentralschraube (23) integriert ist.
20. Verstellvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass sich das Steuerventil außerhalb der Verstellvorrichtung befindet und die ersten Fluidkanäle (8) über einen inneren Ringkanal (13) im Abtriebteil (3) an einen ringförmigen Drehanschluss (14b) und die zweiten Fluidkanäle (9) über einen Freiraum (16) zwischen dem Abtriebteil (3) und dem Kreiskolben (4) und einen äußeren Verbindungskanal (17) im Abtriebteil (3) an einen anderen ringförmigen Drehanschluss (14a) anschliessen.

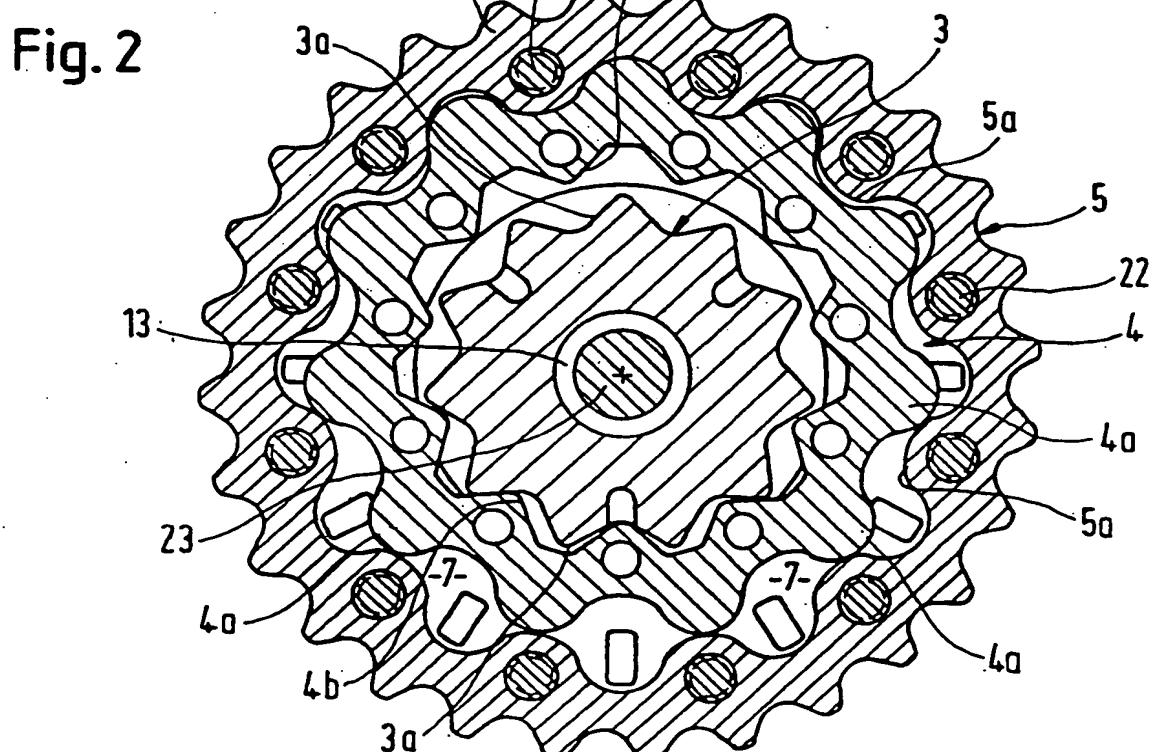
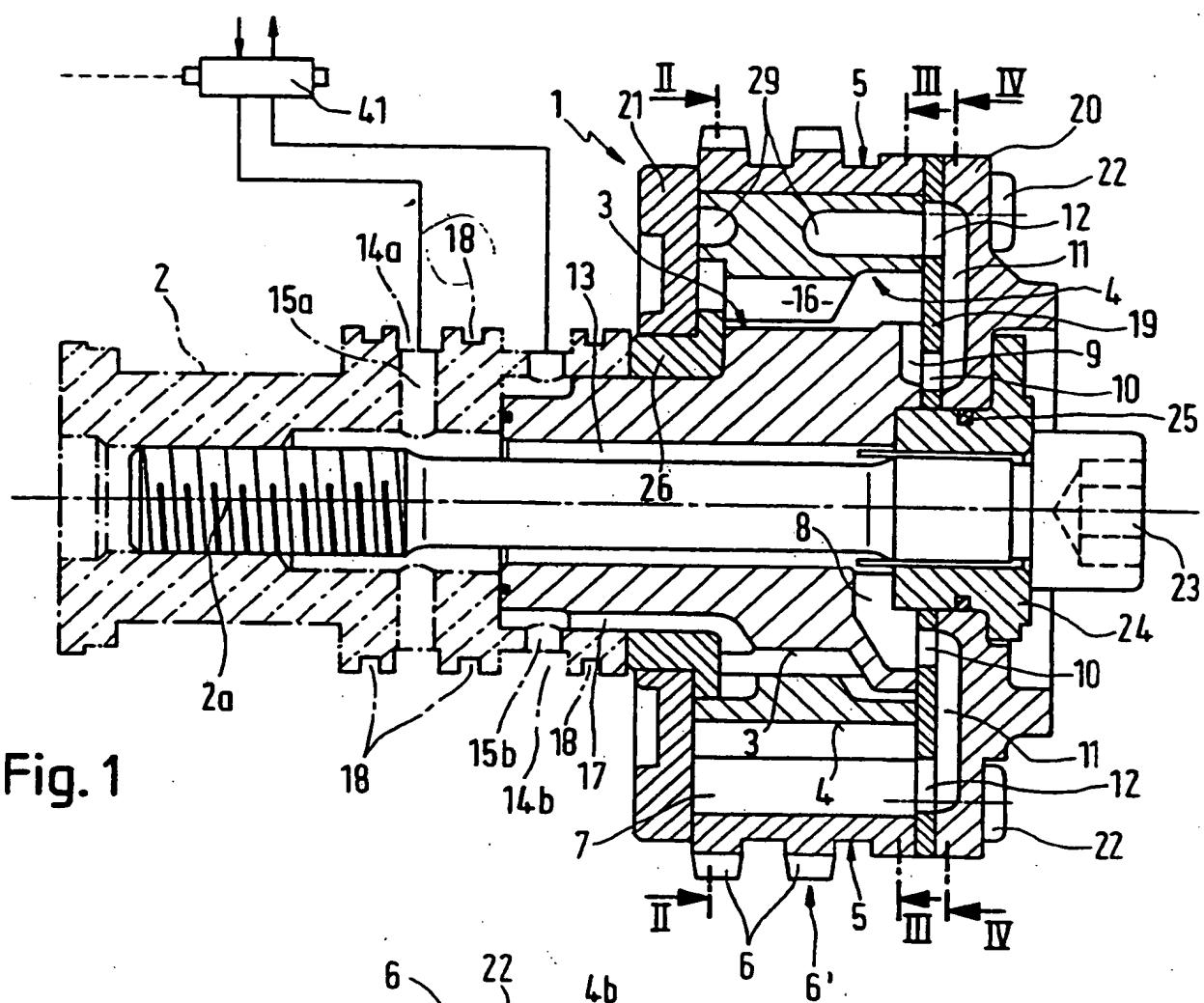


Fig. 3

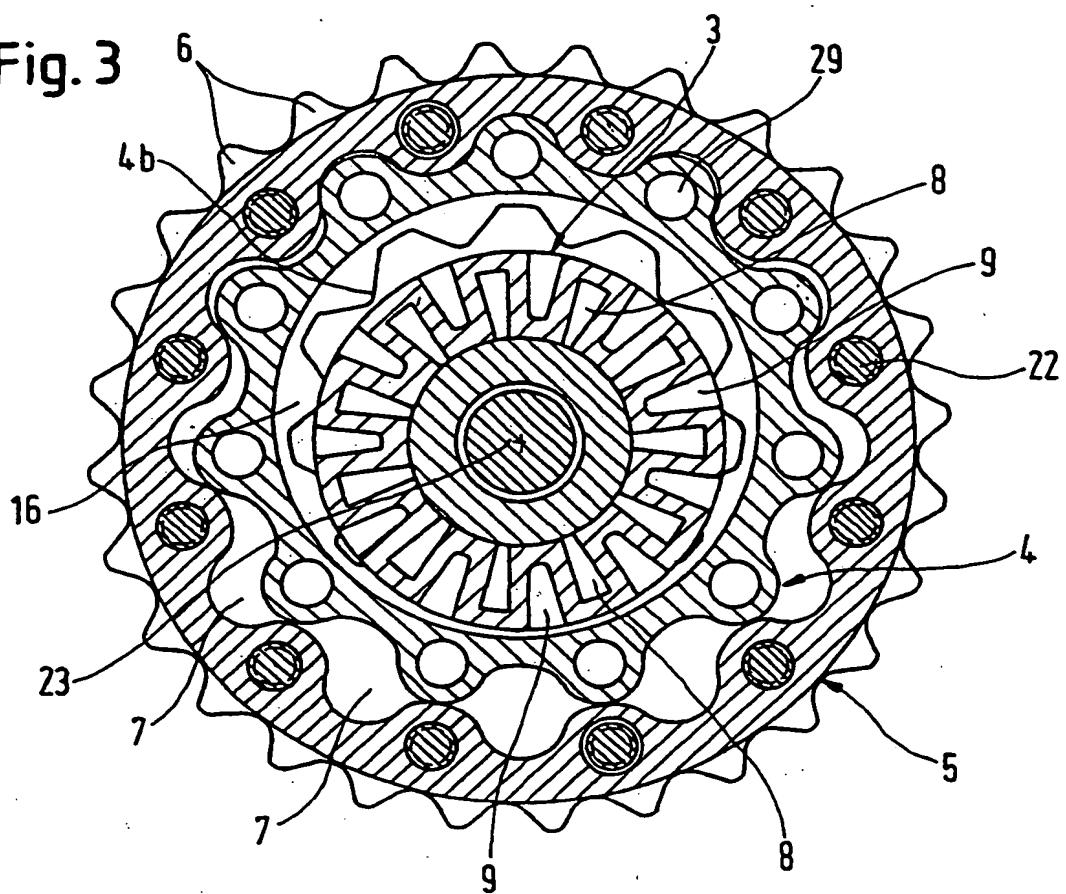


Fig. 4

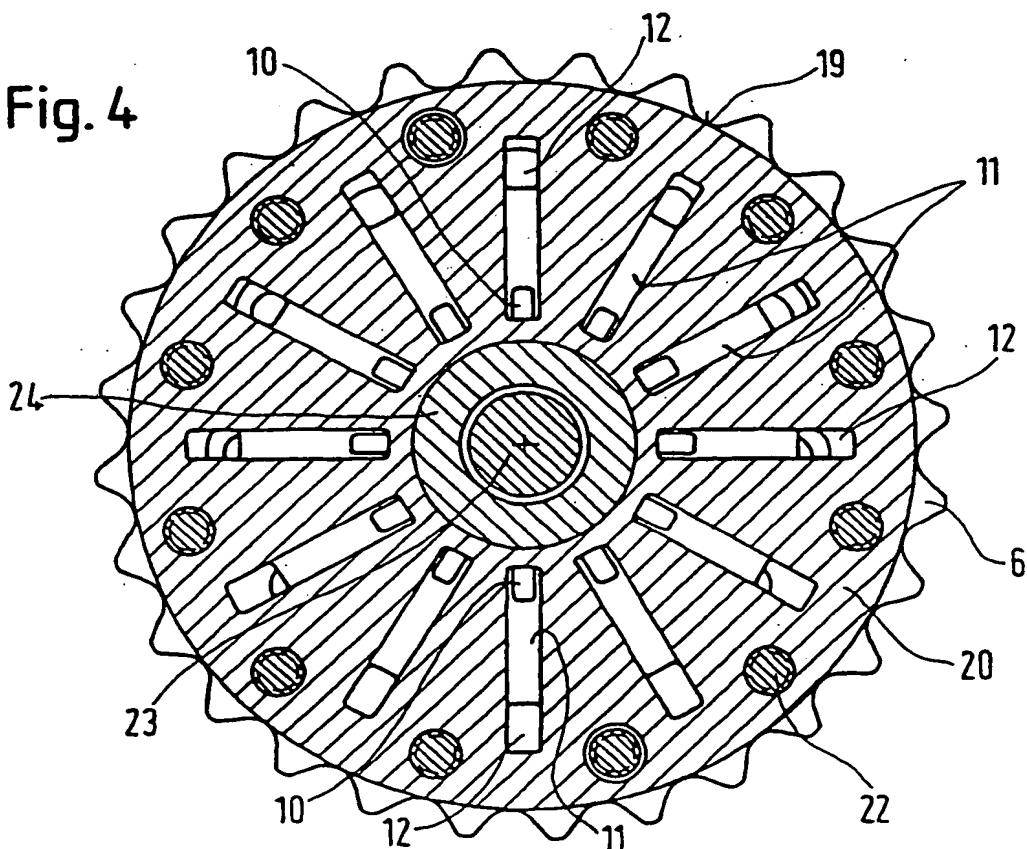


Fig. 5

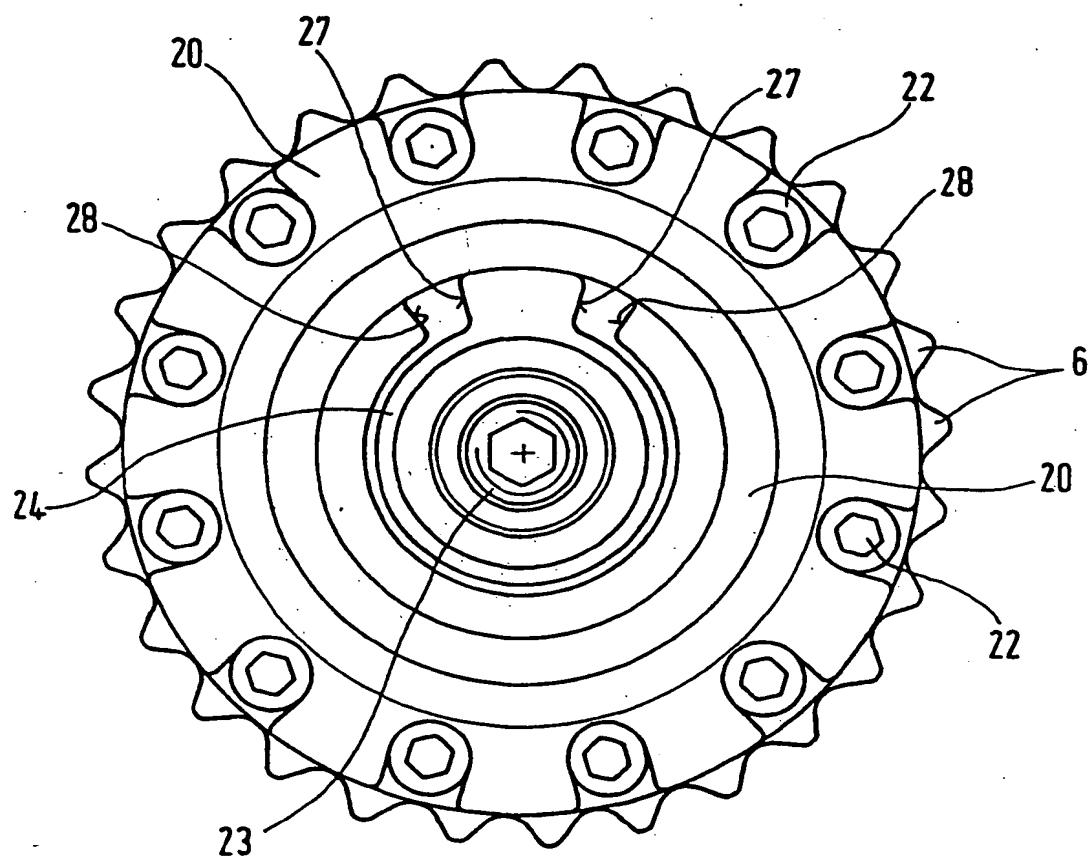
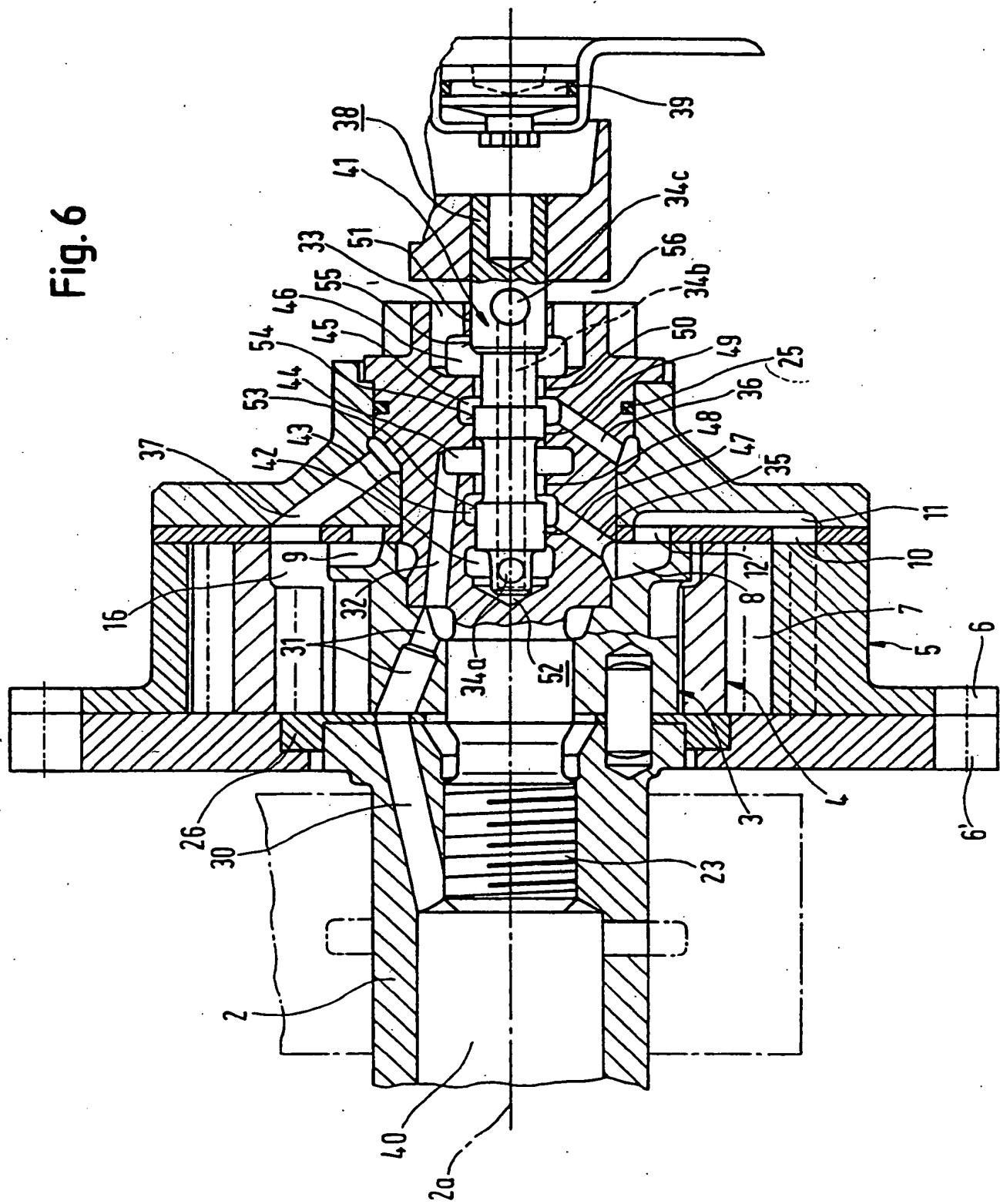


Fig. 6



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 99/05677

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 F01L1/34 F01L1/344 F01L1/352

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F01L

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 0 532 214 A (TOYOTA JIDOSHA KK) 17 March 1993 (1993-03-17) column 10, line 15 -column 11, line 5; figures 12-14	1
A	DE 39 37 644 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 16 May 1991 (1991-05-16) the whole document	1

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents :

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the International filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the International filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the International filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the International search

13 April 2000

Date of mailing of the International search report

25/04/2000

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl.
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Klinger, T

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 99/05677

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)		Publication date
EP 532214 A	17-03-1993	JP	2864869 B	08-03-1999
		JP	5312011 A	22-11-1993
		JP	2864870 B	08-03-1999
		JP	5312012 A	22-11-1993
		JP	5059915 A	09-03-1993
		DE	69205933 D	14-12-1995
		DE	69205933 T	18-04-1996
		US	5293845 A	15-03-1994
DE 3937644 A	16-05-1991	NONE		

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Int. nationales Aktenzeichen

PCT/EP 99/05677

A. KLASSEFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 7 F01L1/34 F01L1/344 F01L1/352

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F01L

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der Internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	EP 0 532 214 A (TOYOTA JIDOSHA KK) 17. März 1993 (1993-03-17) Spalte 10, Zeile 15 -Spalte 11, Zeile 5; Abbildungen 12-14	1
A	DE 39 37 644 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 16. Mai 1991 (1991-05-16) das ganze Dokument	1

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

- * Besonders Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :
- "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
- "E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem Internationalen Anmeldeatum veröffentlicht worden ist
- "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
- "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
- "P" Veröffentlichung, die vor dem Internationalen Anmeldeatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsatum veröffentlicht worden ist

- "T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem Internationalen Anmeldeatum oder dem Prioritätsatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
- "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfundenscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden
- "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfundenscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann nahelegend ist
- "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

Anmeldeatum des Internationalen Recherchenberichts

13. April 2000

25/04/2000

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl.
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Klinger, T

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 99/05677

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
EP 532214	A 17-03-1993	JP	2864869 B	08-03-1999
		JP	5312011 A	22-11-1993
		JP	2864870 B	08-03-1999
		JP	5312012 A	22-11-1993
		JP	5059915 A	09-03-1993
		DE	69205933 D	14-12-1995
		DE	69205933 T	18-04-1996
		US	5293845 A	15-03-1994
DE 3937644	A 16-05-1991	KEINE		